一种热管熔盐堆塔式温差发电系统设计及分析

张磊[1,2]　陈兴伟[1]　戴叶[1,2]　邹杨[1,2]
1（中国科学院上海应用物理研究所 上海 201800）
2（中国科学院大学 北京 100049）

摘要 熔盐堆作为第四代先进反应堆的重要堆型之一，以高沸点熔盐为核燃料，具有高温输出、常压操作等特点。而基于温差发电的热管熔盐堆，兼具了熔盐堆、热管和温差发电的优势，具有输出温度高、热电转换效率高、结构简单及安全可靠等优点。故该堆型在能源系统领域具有极大的优势，是外太空及深海探测任务的理想能源。但因堆芯熔盐低热导率而形成的热管密集排布给热管冷凝段温差发电传热设计带来了难题。针对该堆型设计需求，本文提出适于熔盐堆的热管-温差发电耦合系统结构并进行了传热分析。堆芯热管冷凝段采用塔式温差发电系统结构设计，整体热端座与堆芯热管冷凝端相配合，形成从下至上的第 1 层至第 *N* 层热段套；冷端座套设于热端座外，内设冷端热管通道；热端座的外侧壁与冷端座的内侧壁之间贴有温差发电片，发电片间隙采用保温棉减少漏热。采用 Ansys Workbench 开展了适于热管熔盐堆的四层塔式温差发电系统传热仿真模拟，分析表明，系统运行时，整体塔座温度分布均匀，热量有效利用率大于 96%，系统漏热量小于 4%，发电片两侧温差大于 490℃，利于提高热电转换效率，设计具有可行性，有利于推动温差发电在热管熔盐堆中的应用。

关键词 熔盐堆；热管；温差发电；传热模拟；能源
中图分类号 TL3；TK172.4

Design and Analysis of a Heat Pipe Molten Salt Reactor Tower Thermal Power Generation System

ZHANG Lei[1,2]　CHEN Xingwei[1]　DAI Ye[1,2]　ZOU Yang[1,2]
1(*Shanghai Institute of Applied Physics, Chinese Academy of Sciences, Shanghai 201800, China*)
2(*University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China*)

Abstract [Background] Molten salt reactor, as one of the important reactor types of the fourth generation advanced reactor, uses high boiling point molten salt as nuclear fuel, thus having the characteristics of high temperature output and normal pressure operation. The heat pipe molten salt reactor based on thermoelectric power generation has the advantages of molten salt reactor, heat pipe and thermoelectric power generation, that is, high output temperature, high thermoelectric conversion efficiency, simple structure, safety and reliability. Therefore, the reactor has great advantages in the field of energy system, which is an ideal energy source for outer space and deep-sea exploration missions. However, the dense arrangement of heat pipes due to the low thermal conductivity of molten salt in the core brings difficulties to the heat transfer design of thermal power generation in the condensing section of heat pipes. **[Purpose]** According to the design requirements of the reactor, this paper proposes a heat pipe-thermal power generation coupling system structure suitable for molten salt reactors and conducts heat transfer analysis. **[Methods]** The condensing section of the core heat pipe is designed with the tower thermoelectric power generation system. There is a thermoelectric generator between the outer wall of the hot side tower and the inner wall of the cold side tower, and the gap between the generator is made of insulating material to reduce

heat leakage. The heat transfer simulation of the four-layer tower thermoelectric power generation system suitable for the heat pipe molten salt reactor was carried out by Ansys Workbench. **[Results]** The analysis shows that when the system is running, the temperature distribution of the overall tower is uniform, the effective heat utilization rate is more than 96%, the system leakage heat is less than 4%, and the temperature difference between the two sides of the generator is greater than 490°C, which is conducive to improving the thermoelectric conversion efficiency. **[Conclusion]** The design is feasible, which is conducive to promoting the application of thermoelectric power generation in the heat pipe molten salt reactor.

Key words Molten salt reactor, Heat pipe, Thermoelectric power generation, Heat transfer simulation, Energy

热管是依靠内部工质相变和连续循环实现热量传输的非能动换热元件，具有传热效率高、热流方向可逆、结构紧凑和有效隔离一二次侧流体等优点[1]。近今年，热管技术应用于新型堆设计成为主要研究趋势[2]，热管反应堆堆型主要包括液态堆和固态堆。固态堆如美国NASA（National Aeronautics and Space Administration，美国国家航空航天局）的Kilopower空间堆[3]、热管火星/月球探测反应堆HOMER（The heat pipe-operated mars exploration reactor）[4]、Megapower核反应堆[5]、HP-STMCs（Heat Pipe-Segmented Thermoelectric Module Converters，热管分段热电模块转换器）空间堆[6]等堆型。液态堆包括铅冷堆、钠冷堆、熔盐堆等。其中，熔盐堆作为第四代先进反应堆的重要堆型之一，以高沸点熔盐为核燃料，具有高温输出、常压运行、固有安全等特点，在安全性、资源和环保的可持续发展等方面有着显著的先进性和竞争力，是各国争先实现商业化部署的第四代堆型[7,8]。基于温差发电的热管熔盐堆，结合了熔盐堆、热管和温差发电的优点，系统简化体积适中，具有很好地可操控性以及优异的热瞬态反馈性能，同时具有高可靠性与最低保养要求[9,10]，可灵活运用于深海、陆基核电站等应用场景，在能源系统领域具有极大的优势，对我国的科技和能源发展意义深远。

热管熔盐堆设计中，热管直接插入堆芯，因熔盐热导率低，热管排布需要相对密集以确保堆芯热量有效导出[11]，给热管冷凝段温差发电系统结构设计带来了难题。由于发电片的平面结构，传统设计中一般采用金属板连接热管和发电片热端，发电片冷端金属板内设水冷回路[12]。王成龙等提出一种与高温热管同轴的环形半导体温差发电系统设计，高温热管的蒸发段可放置于热源中，用于吸收热量，冷凝段插入环形半导体温差发电器，发电片冷端紧贴冷却水套管内壁面[13]。热管排布密集及受到排布方式的限制，采用单管温差发电耦合设计会加大系统复杂程度，而整体端座设计又无法确保中心区域的热管有效散热，进而会降低温差发电效率，不适用于热管熔盐堆温差发电。本文针对热管熔盐堆发展需求，提出了一种塔式温差发电系统设计，并开展了模拟分析。

1 热管温差发电耦合系统设计

1.1 总体设计

如图1所示，温差发电系统包括热端座、冷端座、热端热管、冷端热管、温差发电片和保温棉。温差发电片位于热端座的外侧壁与冷端座的内侧壁之间。熔盐堆中的堆芯设有多根高温热管并形成热管束，热管束的上部为堆芯热管冷凝端。塔式发电系统设计中，堆芯热管冷凝端顶部高度沿热管束由外而内依次升高，根据热管冷凝端的顶部高度不同，热管束由外至内被分为第1个至第N个区域，即堆芯热管冷凝端的顶部所处的位置共计具有N种不同的高度。温差发电系统套设于熔盐堆热管冷凝端后，第1层热端套主要用于堆芯热管冷凝端的第1个区域的热量导出，第2层热端套主要用于堆芯热管冷凝端的第2个区域的热量导出，第N层热端套用于堆芯热管冷凝端的第N个区域的热量导出，温差发电片利用热端座和冷端座两侧的温差发电，即可将堆芯内热能转换为电能。发电后系统的废热，可通过异型（受限于实际工作空间）中常温冷却热管导出。

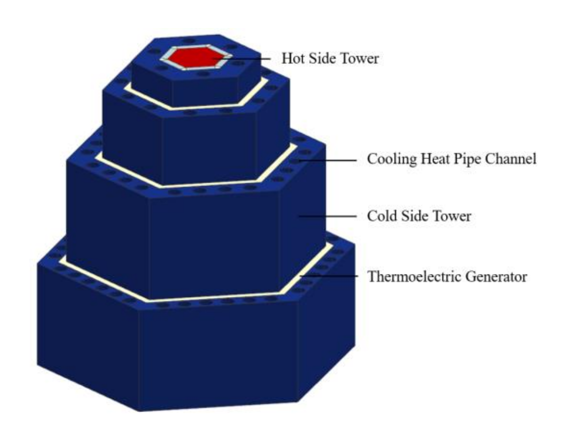


图 1 总体设计示意图

Fig.1 Overall design diagram

1.2 各部分结构设计

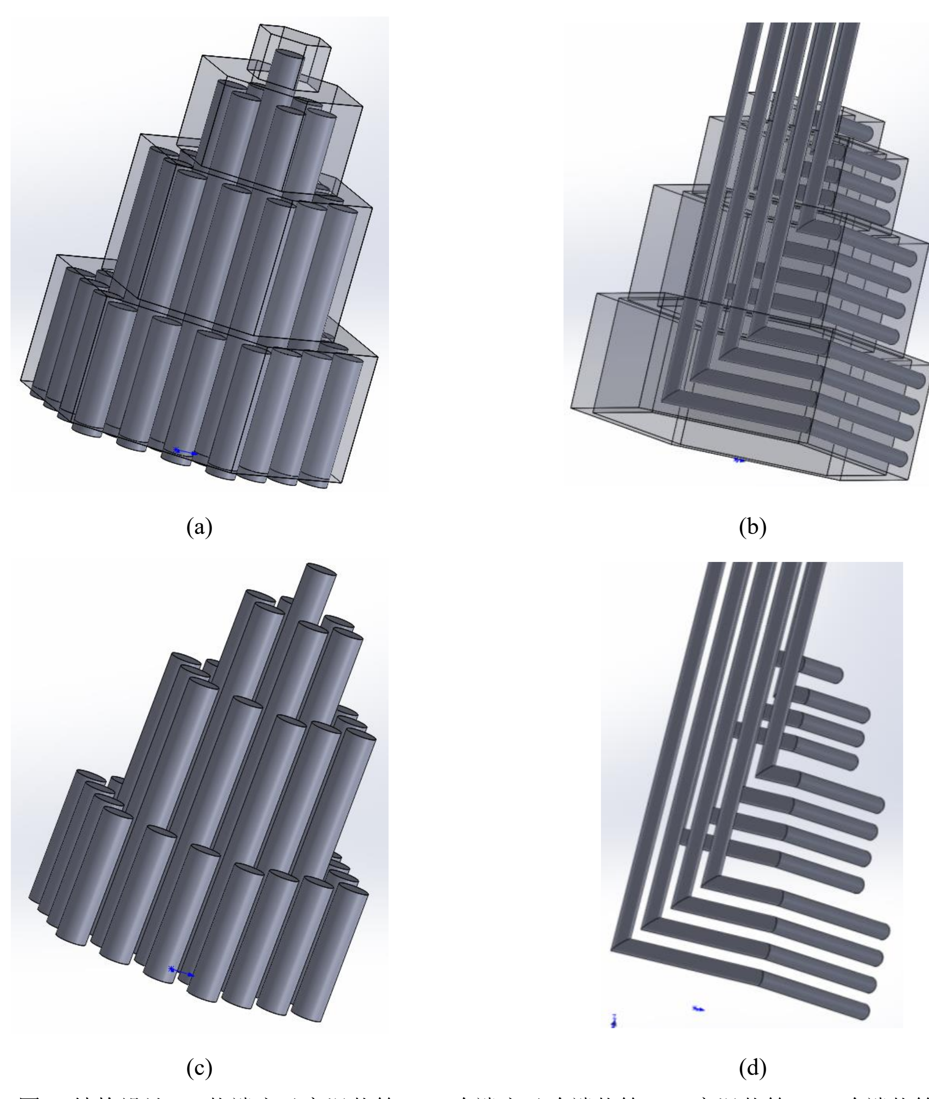


图 2 结构设计 (a)热端座及高温热管，(b)冷端座及冷端热管，(c)高温热管，(d)冷端热管

Fig.2 Structural design (a) hot side tower and high temperature heat pipes, (b) cold side tower and cooling heat pipes, (c) high temperature heat pipes, and (d) cooling heat pipes

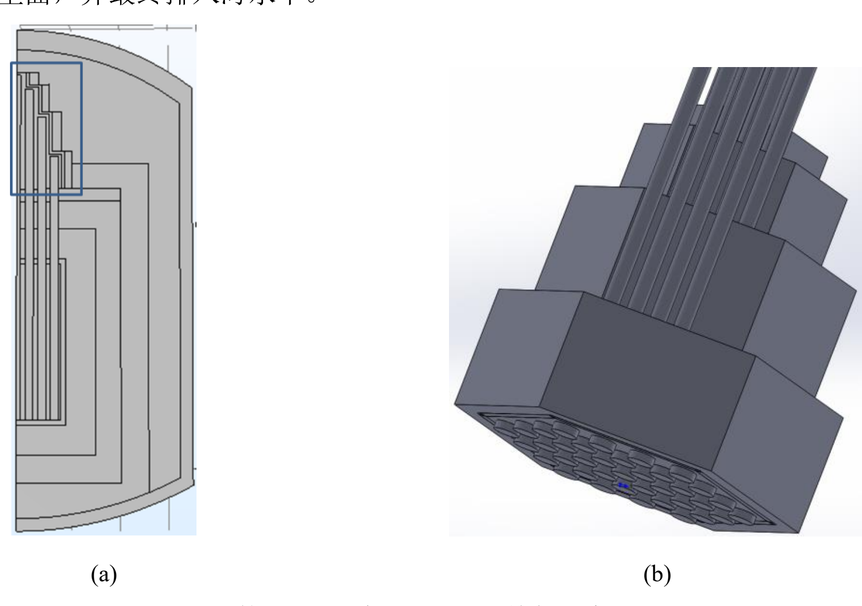
热端座（图 2(a)）与熔盐堆中的堆芯热管冷凝端相配合：堆芯热管冷凝端依据顶端所处

高度不同被分为从外至内的第 1 个至第 N 个区域，相应的热端座也包括从下至上的第 1 层至第 N 层热端套。热端套中心区域用于通过上层区域所对应的堆芯热管，外缘区域设有堆芯热管通道，用于容纳与该层所对应的堆芯热管冷凝端。热端座可采用导热性好耐高温的金属材料，外侧壁可设为正六棱柱等贴合发电片的形状，中心区域可为实心或空心结构。高温热管一般采用碱金属工质热管（运行温度 450-1000℃），且对于熔盐堆，宜选用哈氏合金等耐高温腐蚀和辐照管壳材料。

冷端座（图 2(b)）套设于热端座外，与热端座的结构相同，冷端座具有从下至上的第 1 层至第 N 层冷端套，冷端套的外径从下至上逐层变小。热端座的外侧壁与冷端座的内侧壁之间贴有温差发电片，为提高热量利用率，可在热端座顶部贴一定数量的发电片。冷端座设有用于容纳冷端热管的冷端热管通道。受限于空间问题及为了满足冷端冷却需求，对冷端热管进行了异型设计，冷端热管的蒸发段绕设于冷端座内，增大了和冷端座的接触面积。冷端热管可采用铜水热管等中常温热管（运行温度 0-250℃），冷端热管的冷凝端外侧壁通过风冷或水冷散热。

1.3 塔式温差发电系统的参数

图 3 为小型热管熔盐堆设计，设计功率 46kW，堆芯中 37 根直径 32mm 的高温钠热管在堆芯呈同心圆布置，热管蒸发段插入堆芯活性区，长度为 0.6m，总长根据位置的不同为 1m 至 1.6m。冷凝段插入塔式温差发电系统中。温差发电系统热端座共分为 4 层，每层形状为正六棱柱，均采用实心结构，材质为铜。热端座内的热管通道与堆芯热管布局一致，可套于堆芯热管冷凝段，铜座外侧贴有温差发电片。冷端座内设通道可穿插中常温热管，塔座内侧壁与贴有温差发电片的热端座外侧壁结构相适。塔式结构可以增加表面积，以满足温差发电片所需换热面积需求。温差发电片高温端贴于热端铜座外表面，低温侧贴于冷端铜座内表面，利用热端座和冷端座之间的温差来发电。中常温热管插入冷端铜座，将发电余热传递至反应堆堆舱上壁面，并最终排入海水中。



(a) (b)

图 3 (a)热管熔盐堆示意和(b)塔式温差发电系统

Fig.3 (a) Design of heat pipe molten salt reactor, and (b) power generation system

如图 4 为热端座示意及参数。根据 4 层塔座的设计，堆芯内高温热管共分为 4 圈，每圈热管冷凝段根据散热量需求和温差发电片的布置而长短不一。第一圈为堆芯最外层 18 根热管，冷凝端长度为 14cm，插于第一层热端塔座的外围通道内；第二圈为 12 根热管，冷凝端长度为 29cm，经第一层塔座后顶部 15cm 长度插于第二层塔座内；第三圈为靠近中心的 6 根热管，冷凝段长度为 39cm，其中有 10cm 插于第三层塔座中；第四圈为中心的 1 根高温热

管，冷凝段长度为 44cm，经前述塔座的通道后有 5cm 长度插于第 4 层塔座中。

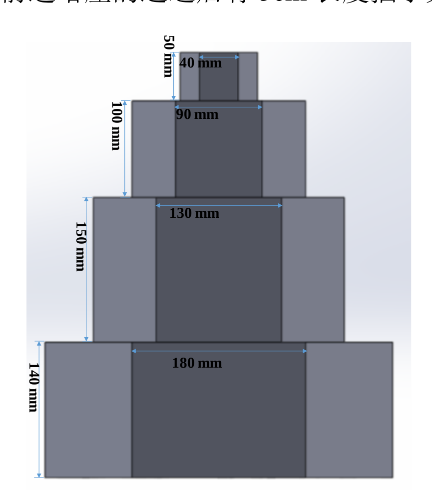


图 4 热端座示意及参数

Fig.4 Schematic diagram and parameters of hot side tower

发电片分别布置于塔座侧面和顶部，布置示意及尺寸如图 5 所示，其中长条形块为侧壁发电片，方形块为顶部发电片。温差发电片与塔座之间涂有硅铝酸盐胶粘剂。系统发电片间隙填充保温棉，以减小漏热损失。每行发电片间距 2mm，供正负极接线。每层塔座发电片串联，塔座之间发电片并联。

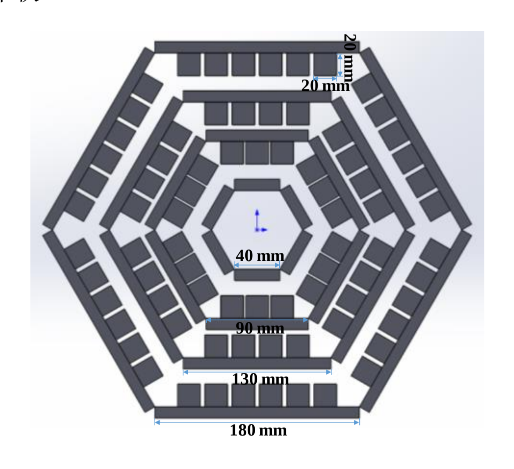
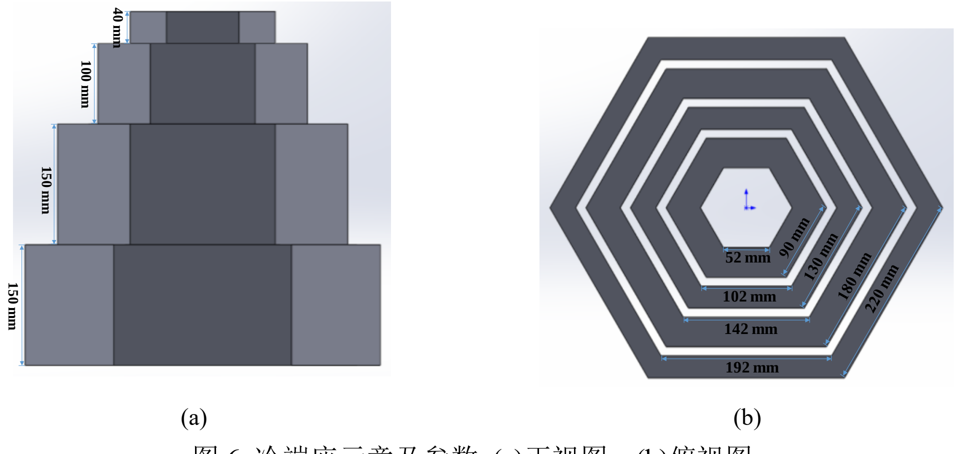


图 5 发电片布置示意及参数

Fig.5 Layout diagram and parameters of generator



(a) (b)

图 6 冷端座示意及参数 (a)正视图，(b)俯视图

Fig.6 Schematic diagram and parameters of cold side tower (a) front view, and (b) vertical view

冷端塔座结构与热端塔座相适，确保温差发电片冷热端均与塔座贴合，其示意及相关尺寸参数见图 6。受限于每一层的塔座高度及堆舱空间，为了增大热管蒸发段的长度以增强换热，并使热管各段长度合理化，以相邻两边为一组，对于由外至内的第一、二、三、四层塔座，每组侧边分别分布 4、4、3、1 根直径 2cm 的中常温异型热管，塔座内合计有 36 根中常温异型热管。

2 发电系统传热模拟

2.1 物理模型

采用 Ansys Workbench 中的 Fluent 程序对塔式温差发电模块进行传热模拟仿真，根据热管传热量和发电片传热量可得到有效热量利用率，经发电片传热量和热电转换效率得到温差发电电量。取小型热管熔盐堆塔式温差发电模型作为研究对象，由于模型具有一定的对称性，因此只取 1/3 的结构进行仿真。发电片可根据尺寸需求进行选择或定制，因此侧壁发电片设计为整片模型，以增大有效传热面积。考虑了发电片尺寸规格、系统接线占用面积等因素，模型实际面积可视为有效传热面积。模型如图 7 所示。

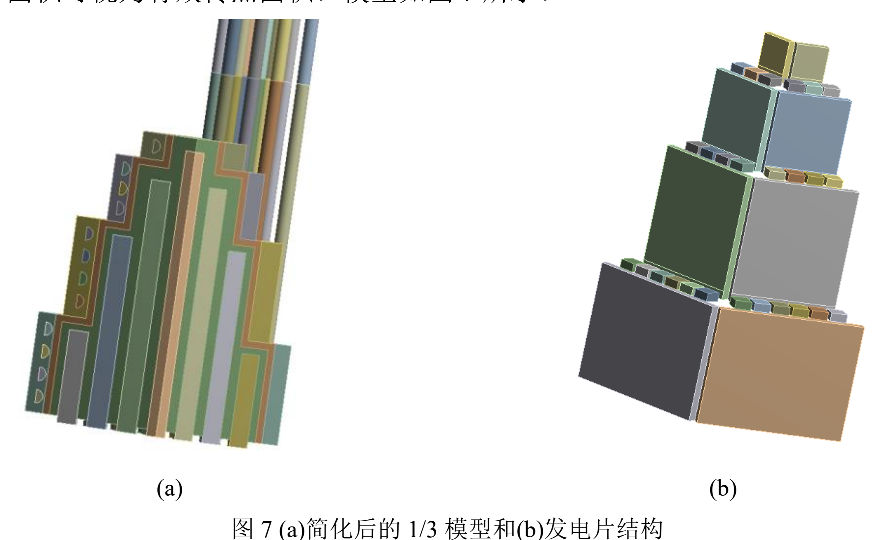


图 7 (a)简化后的 1/3 模型和(b)发电片结构

Fig.7 (a) One-third of the model, and (b) thermoelectric generator after model simplification

2.2 热管模型及工作原理

一般热管工作原理示意如图 8 所示。热源通过热管管壁和吸液芯结构作用于热管蒸发段，使得蒸发段内的工作液体温度上升，工作液体蒸发。一般工作液体的汽化潜热较大，不需要很大的蒸发量就能带走蒸发段热源中大量的热量，蒸发段的饱和蒸气压随着液体温度上升而升高，在热压差作用下，蒸汽经热管绝热段流至冷凝段，在冷凝段冷阱释放热量后冷凝成液体，通过毛细作用力或重力作用回流至蒸发段，整个过程循环往复，源源不断高效地将热量从热阱传递至冷阱。

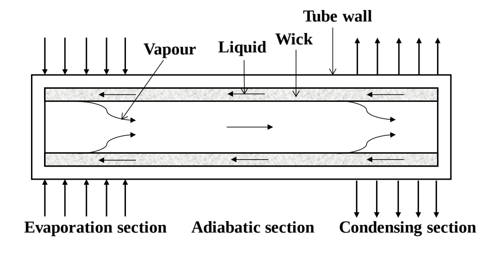


图 8 热管工作原理示意

Fig.8 Schematic diagram of working principle of heat pipe

2.3 控制方程及边界条件

本文主要进行该模型的稳态热分析，获得温度场、热梯度和热流密度等物理量。模型中，高温热管、热端座、温差发电片、冷端座、中常温热管蒸发段及保温棉等之间的固体导热，热传导遵循傅里叶定律：

$$q = -\lambda \frac{dT}{dx} \tag{1}$$

其中 λ 为导热系数(W/m·℃)，q 为热流密度(W/m^2)。

中常温热管冷凝段和外界的换热遵循牛顿冷却公式：

$$q = hA(T_w - T_f) \tag{2}$$

其中 h 为对流换热系数(W/m^2·℃)，T_w 和 T_f 分别为热管壁温和来流温度(℃)，q 为热流密度(W/m^2)。

堆芯功率密度分布均匀，计算中假设高温热管冷凝段为均一热流密度，不同功率下高温热管端面的热流密度设置见表 1。将中常温热管冷凝段设置为第三类边界条件，根据郑万冬等人的研究[14]，设置对流换热系数为 700 W/m^2·℃，来流温度设置为 5℃，其它表面边界条件为默认边界条件。分别计算满功率 46kW 和功率 44kW、42kW、40kW、38kW、36kW 时的系统温度分布和热利用效率。热利用效率通过下式计算：

$$\eta = \frac{Q_{eff}}{Q_{in}} \times 100\% \tag{3}$$

其中，Q_{eff} 和 Q_{in} 分别为通过温差发电片和高温热管端面的热量，W。

表 1 不同功率下高温热管端面热流密度

Table 1 Heat flux at different power

热流量 Heat flow(kW)	运行功率 Operating power(%)	热管面积 Area of heat pipes(m^2)	热流密度 Heat flux(W/m^2)
46	100.0		1546630
44	95.7		1479385
42	91.3	0.029742	1412141
40	87.0		1344896
38	82.6		1277651
36	78.3		1210406

2.4 物性参数

表 2 硅酸铝纤维物性参数

Table 2 Physical parameters of aluminum silicate fiber

材料 Material	密度 Density(kg/m^3)	比热容 Specific heat capacity (J/kg·℃)	热导率 Thermal conductivity (W/m·℃)
硅酸铝纤维 Aluminum silicate fiber	220	1140	0.0387@100℃ 0.0479@200℃ 0.0576@300℃ 0.0724@400℃ 0.0952@500℃ 0.122@600℃ 0.159@700℃

冷端座及热端座材料为铜金属或钨铜合金，导热系数为 394 W/m·℃。温差发电片为方

钴矿单级发电器件，耐高温，适用于大温差，热电转换效率达 8%以上[15]，导热系数为 2W/m·℃。热管设置为热的良导体，高温热管当量导热系数设置为 10^5 W/m·℃[16]。根据实验研究的结论，中常温热管当量导热系数设置为 3×10^4 W/m·℃[17]。保温棉采用硅酸铝纤维，其物性参数设置如表 2。

2.5 网格无关性验证

为检查数值计算准确性，分别对网格数为 82.4 万、115.7 万、149.0 万、187.4 万、225.1 万、264.0 万的模型进行网格独立性验证。监测发电片热流量，网格单元数 187.4 万后，变化不大，如图 9 所示。此时，网格最大扭曲度小于 0.86. 最小正交质量 0.14，满足计算要求。

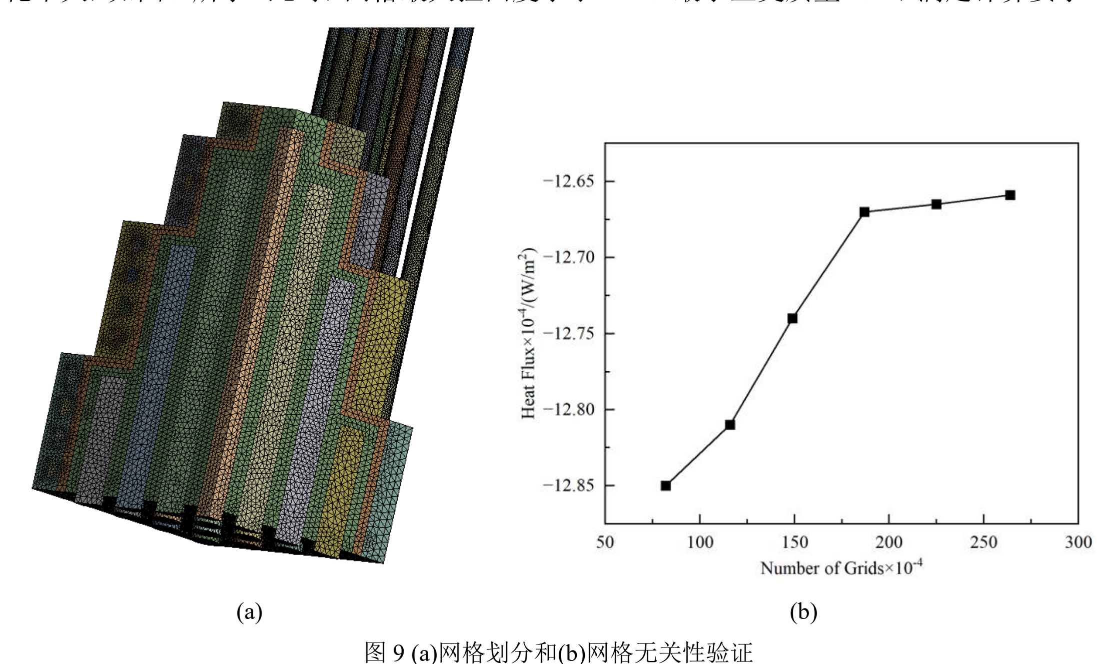


图 9 (a)网格划分和(b)网格无关性验证

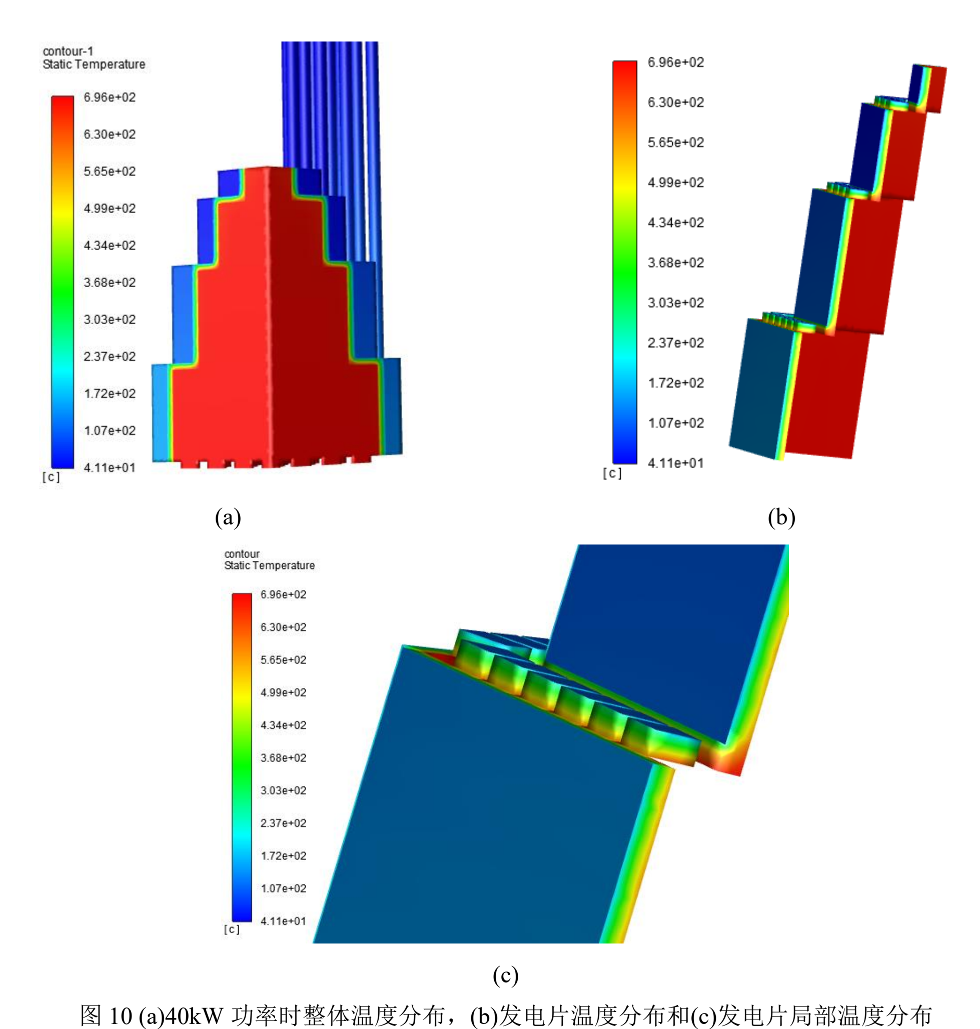
Fig.9 (a) Grid division, and (b) independence verification

3 结果及讨论

3.1 40kW 功率时的模拟结果

图 10 为 40kW 功率下模拟计算得到的温度分布图。从堆芯出来的高温热管最高温度为 696℃。温差发电片和保温棉上有明显的温度梯度变化，发电片两侧平均温差为 547℃。从图 10(c)可以看出，侧壁所贴发电片受下层热端座传热影响，其下部温差较小，影响发电效率。发电片下方和端座应填充一定厚度的隔热材料，以此来增大发电片两侧的温差，提高发电效率。堆芯中热量除经发电片传热外，有一定程度的漏热。从计算结果可知，发电片冷端的热通量为 110276.2W/m^2，总面积为 0.1166m^2，则通过发电片冷端热量为 12858.2W，以热电转换效率 8%进行计算[15]，则电功率为 1028.7W，整体系统的输出功率则为 3086W；高温热管端面的热通量为 1344896W/m^2，总面积为 9.869×10^{-3}m^2，则经高温热管进入的热量为 13272.8W。根据式(3)可知，通过发电片可利用的有效热量占 96.9%，漏热量约占 3.1%。

图 11 为各层侧壁及顶部发电片两侧的平均温度及温差曲线。对于侧壁发电片，随着由外至内层数的增加，发电片热端和冷端的温度均有所下降，其中冷端的温度下降趋势更为明显，因此发电片两侧之间的温差呈现逐步增大趋势。各层顶部发电片的温度变化趋势也类似。发电片热端温度呈现下降趋势是因为随着层数的增加，发电片距离堆芯更远，所以温度有所下降，但由于堆芯高温热管的传热能力较强，热端温度下降趋势较小。而对于发电片冷端，随着层数的增加，发电片距离冷阱更近，且布置在前面几层的冷却热管也能一定程度带走后面各层的热量，因此温度呈现明显下降趋势。

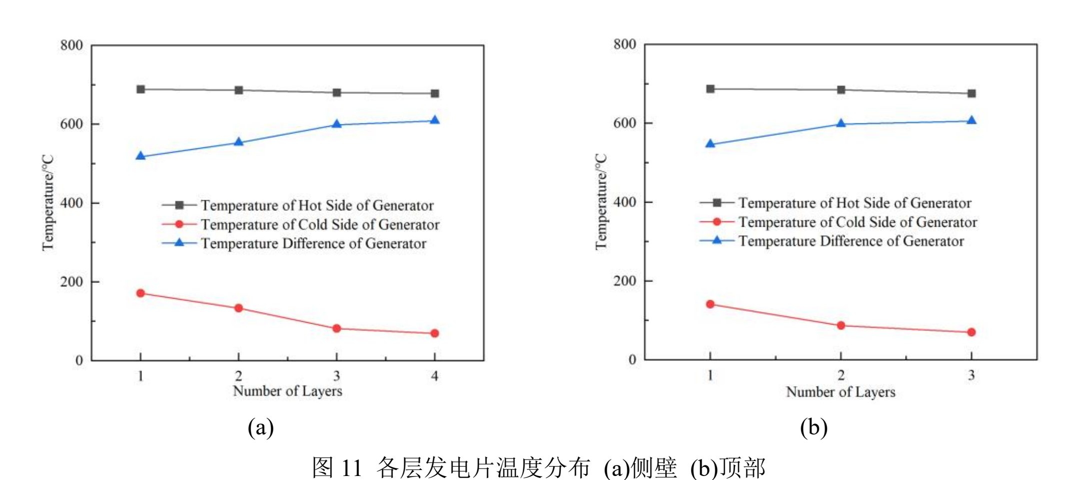


(a) (b)

(c)

图 10 (a)40kW 功率时整体温度分布，(b)发电片温度分布和(c)发电片局部温度分布

Fig.10 (a) Overall temperature distribution, (b) temperature distribution of generator, and (c) local temperature distribution of generator at 40kW power



(a) (b)

图 11 各层发电片温度分布 (a)侧壁 (b)顶部

Fig.11 Temperature distribution of each layer of generator (a) side, and (b) top

经过计算，通过侧壁发电片由外至内各层的功率分别为 5220W，4080W，1978W，413W；通过顶部发电片由外至内各层的功率分别为 529W，386W，293W。对于温差发电塔座，由外至内各层的温差增大，热流密度增大，但同时各层表面积随之减小，因此通过各层的功率呈现下降趋势。

3.2 不同功率下的系统温度分布

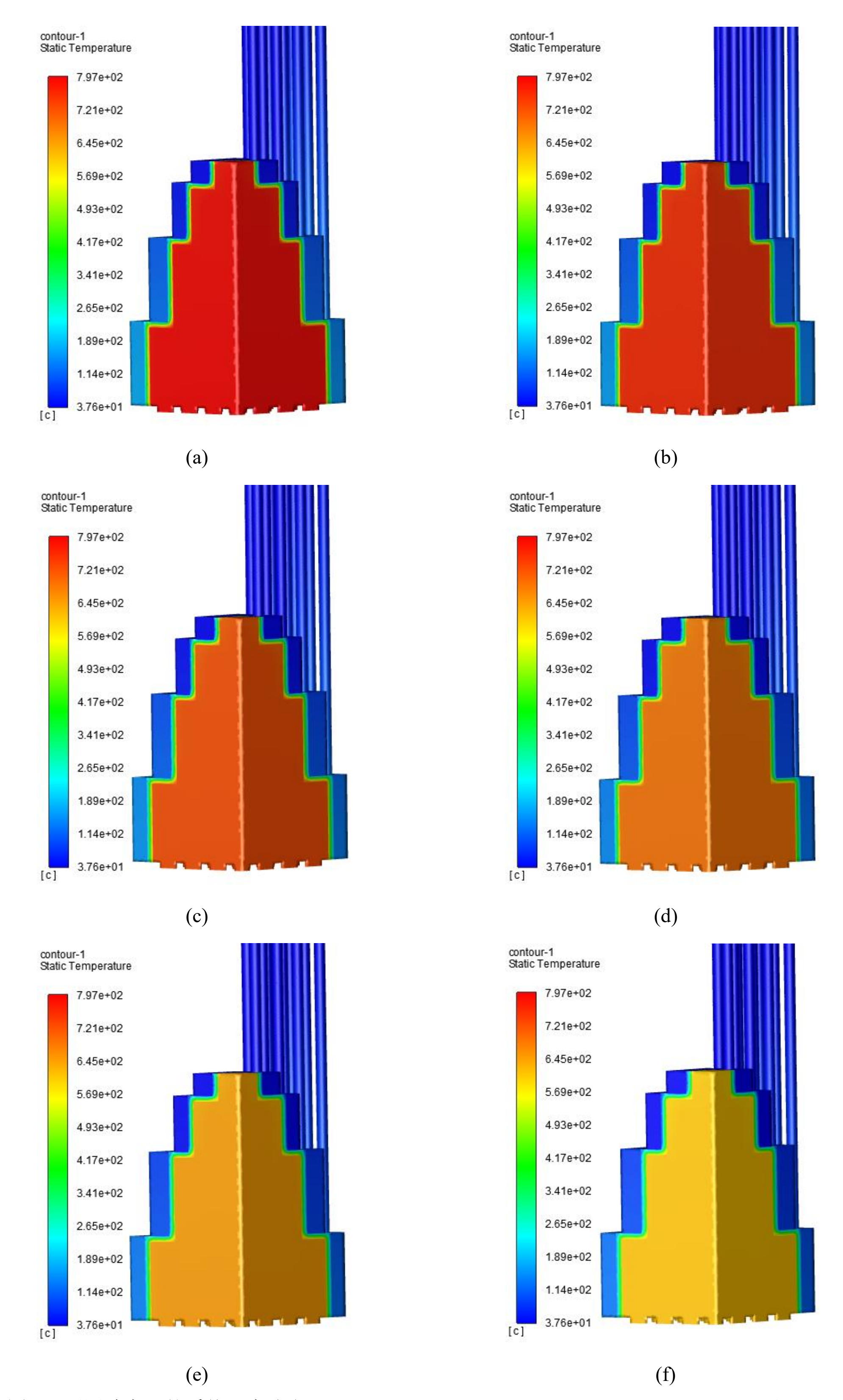


图 12 不同功率下的系统温度分布 (a)46kW，(b)44kW，(c)42kW，(d)40kW，(e)38kW 和(f)36kW

Fig.12 System temperature contour at different power (a) 46kW, (b) 44kW, (c) 42kW, (d) 40kW, (e) 38kW, and (f) 36kW

保持其它条件不变，设置功率分别为 36kW、38kW、40kW、42kW、44kW 和 46kW 进行模拟计算，对应输入的热流密度见表 1。图 12 给出了不同功率下的系统温度场分布，将

云图纵坐标的温度区间统一化，可以清晰地看到功率从高到低时温度场的变化过程。冷端热管可以地将冷端座中的废热导出，保障了整个系统中温度分布的合理性。所有功率下温差发电片两侧的温度梯度变化均匀明显，具体的温度变化数据及热量利用率见下节。

3.3 不同功率下的温度变化及热量利用率

在中常温热管冷凝段冷却条件不变时，随着功率升高，高温热管热端面温度和发电片热端温度几乎呈线性上升，如图 13 所示，发电片两侧温差也由 492.5℃升至 627.2℃。随着两侧温差增大，热电转换效率增大，发电量会有所增大。但同时，如图 14 所示，由于系统温度升高，保温棉的热导率增大，其保温性能降低，热有效利用率即通过发电片的热量占总热量的比值有所降低，这使得系统整体的发电量提升有限。另外从图 14 可知，功率逐渐增大时，温差发电片附近的总漏热量始终保持小于 4%，即热量利用率保持在 96%以上，保温材料起到了良好的隔热效果。本模拟主要针对理想情况，实际还需考虑系统接线等造成的密封不严而带来的额外热损失。

对于此设计，综合考虑不同功率下的温度分布及热量利用率，较佳的运行功率为 40kW。此时，堆芯的温度在 700℃以内，对长时间运行的系统寿命更加有利，同时，热量利用率也较高，最终通过热电转换得到的能量较多。另外，功率变化时，系统温度变化趋势较为明显，这可能会对系统的长时间稳定运行带来影响，因此可以考虑在较佳的功率下运行，如有功率调节需要，可以控制调节速度以减缓系统温度变化趋势。

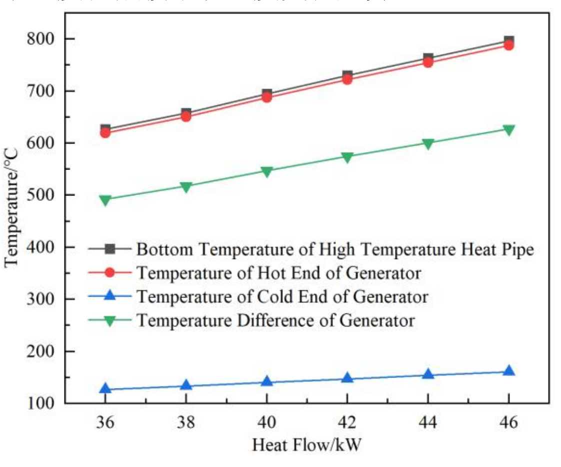


图 13 不同功率下的温度变化

Fig.13 Temperature curve at different power

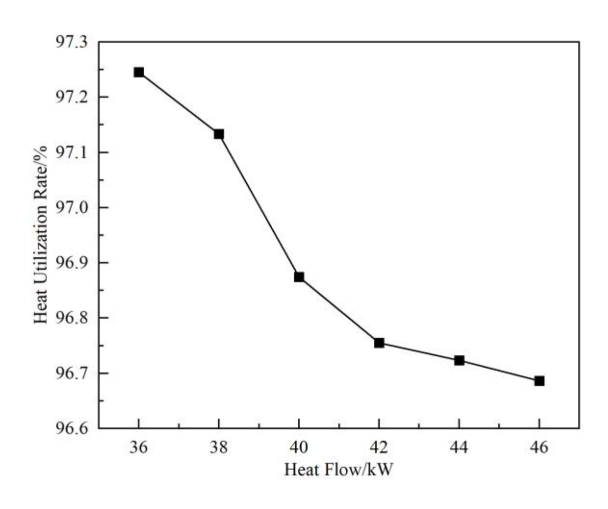


图 14 不同功率下的热量利用率

Fig.14 Heat utilization rate at different power

4 结论

本文提出了一种适用于热管熔盐堆的塔式温差发电系统设计，即堆芯热管束的冷凝段由外而内增高，热端座和冷端座相应地均为结构相适的塔式结构。发电片位于冷热塔座之间，利用热端塔座内的堆芯热量和冷端塔座外水冷产生的温差进行发电。针对在小型热管熔盐堆中的四层塔座温差发电系统进行了传热模拟和分析。结果表明，随着功率升高，发电片两侧平均温差从 492.5℃升至 627.2℃，系统漏热量小于 4%，设计具有可行性。本文提出的塔式温差发电系统设计简化了因热管排布密集导致的耦合系统复杂结构设计，同时保证中心区域热管的有效散热，在堆芯密集排布热管的新型堆设计中有广阔应用前景。但需要指出的是，本结构尚处于概念设计阶段，对于实际应用仍需开展更为细致的分析，尤其对于热管发电片耦合接触热阻，串并联方式优化等的研究将极大推动温差发电在热管熔盐堆中的应用。

作者贡献声明 张磊：实施研究、采集数据，分析 / 解释数据。陈兴伟：对文章的知识性内容作批评性审阅。戴叶：指导。邹杨：获取研究经费，指导。

参考文献

[1] Yu Y, An G L, Wang L W. Major applications of heat pipe and its advances coupled with sorption system: a review[J]. Frontiers in Energy, 2019, 13(1): 172–184.

[2] Wang C L, Chen J, Qiu S Z, et al. Performance analysis of heat pipe radiator unit for space nuclear power reactor[J]. Annals of Nuclear Energy, 2017, 103: 74–84.

[3] Beard D, Tarau C, Anderson W G. Sodium heat pipes for space and surface fission power[C]. 15th International Energy Conversion Engineering Conference. Atlanta, GA. Reston, Virginia: AIAA, 2017.

[4] Poston D I. The heatpipe-operated Mars exploration reactor (HOMER)[J]. AIP Conference Proceedings, 2001, 552(1): 797–804.

[5] Ma Y G, Liu M Y, Xie B H, et al. Neutronic and thermal-mechanical coupling analyses in a solid-state reactor using Monte Carlo and finite element methods[J]. Annals of Nuclear Energy, 2021, 151: 107923.

[6] El-Genk M S, Tournier J M. Conceptual design of HP-STMCs space reactor power system for 110 kWe[J]. AIP Conference Proceedings, 2004, 699(1): 658–672.

[7] 蔡翔舟，戴志敏，徐洪杰. 钍基熔盐堆核能系统[J]. 物理, 2016, 45(9): 578–590.
Cai X Z, Dai Z M, Xu H J. Thorium molten salt reactor nuclear energy system[J]. Physics, 2016, 45(9): 578－590.

[8] Devanney J. ThorCon: the do-able molten salt reactor executive summary[R]. Tavernier, Florida: Martingale Inc, 2015.

[9] Koenig D, Ranken W. Heat pipe nuclear reactors for space applications[C]. American Institute of Aeronautics and Astronautics 3rd International Heat Pipe Conference, Palo Alto, CA, U.S.A., 1978.

[10] 张光玉，张红，涂善东，等. 热管在核电工程中的应用[J]. 原子能科学技术, 1997, 31(1): 89–96.
Zhang G Y, Zhang H, Tu S D, et al. Applications of heat pipe in nuclear power engineering[J]. Atomic Energy Science and Technology, 1997, 31(1): 89–96.

[11] Cui D Y, Dai Y, Cai X Z, et al. Preconceptual nuclear design of a 50 kWth heat pipe cooled micro molten salt reactor (micro-MSR)[J]. Progress in Nuclear Energy, 2021, 134: 103670.

[12] 丁奕文，陈舜嘉，张程宾. 热管式温差发电研究综述[J]. 建筑热能通风空调, 2018, 37(12): 47–51, 84.
Ding Y W, Chen S J, Zhang C B. Research progresses of heat pipe applications in thermoelectric power generation[J]. Building Energy & Environment, 2018, 37(12): 47–51, 84.

[13] 王成龙，唐思邈，苏光辉，等. 一种基于高温热管传热的静态传热发电一体化装置及方法: CN109741848A[P]. 2019-05-10.
Wang C L, Tang S M, Su G H, et al. Static heat transfer and power generation integrated device and static heat

transfer and power generation integrated method on basis of heat transfer of high-temperature heat pipe: CN109741848A[P]. 2019-05-10.

[14] 郑万冬. 海水源热泵用双螺旋管海水换热器传热特性的研究[D]. 天津: 天津大学, 2015.

Zheng W D. Heat transfer characteristics of helical coil heat exchanger for seawater-source heat pump[D]. Tianjin: Tianjin University, 2015.

[15] 张骐昊. 方钴矿基热电发电器件的优化设计与性能研究[D]. 北京: 中国科学院大学, 2017.

Zhang Q H. Optimal design and performance study of skutterudite-based thermoelectric power generation devices[D]. Beijing: University of Chinese Academy of Sciences, 2017.

[16] 马同泽, 侯增祺, 吴文銑. 热管[M]. 北京: 科学出版社, 1983.

Ma T Z, Hou Z Q, Wu W G. Heat pipe[M]. Beijing: China Science Publishing, 1983.

[17] 张磊, 戴叶, 陈兴伟, 等. 折弯异型对铜-水热管传热性能影响的实验研究[J]. 化工学报, 2021, 72(10): 5132–5141.

Zhang L, Dai Y, Chen X W, et al. Experimental research on influence of abnormal shape on heat transfer performance of copper-water heat pipe[J]. CIESC Journal, 2021, 72(10): 5132–5141.